

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-311631

(43)Date of publication of application : 04.11.1992

(51)Int.Cl.

F02B 75/06

F02D 29/06

F02D 45/00

F02D 45/00

F02D 45/00

(21)Application number : 03-076391

(71)Applicant : HITACHI LTD

NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 09.04.1991

(72)Inventor : MAEDA YUJI

NAKAMURA YOZO

KURIYAMA SHIGERU

NAKAMURA KENICHI

KADOMUKAI YUUZOU

YAMAKADO MAKOTO

FUKUSHIMA MASAO

MURAKAMI AKIRA

(54) CAR BODY VIBRATION DAMPER

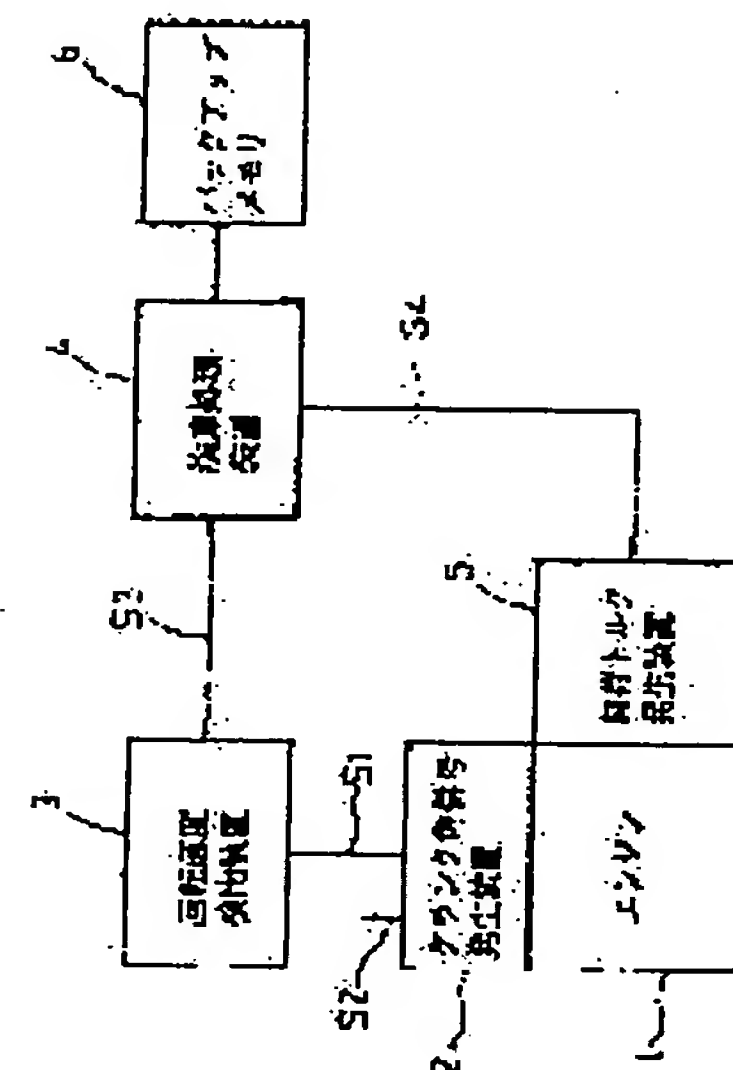
(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent a vehicle from rolling by detecting the strong and weak dispersion of combustion in respective cylinders to take out the cyclic information of 0.5 order vibration generated in an engine on the basis of the dispersion and output a controlling cyclic wave signal for generating load torque on auxiliaries.

CONSTITUTION: A crank angle signal generator 2 for generating a division pulses signal S1 and cylinder judging signal S2 and a rotational speed detector 3 for detecting the rotational speed of an engine through two division pulses are provided. The combustion dispersion conditions in a plurality of cylinders are respectively judged by a calculation processor 4 on the basis of a change in a signal S3 according to the rotational speed of the engine so that a load is generated on a crankshaft of the engine 1 in synchronization with a control signal S4 based on the judging result by a load torque

generator 5. The load torque generator 5 uses any one of various auxiliaries, for example an alternator,

connected through a crankshaft and power transmitting mechanism to control the field current for generating the load torque.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of

BEST AVAILABLE COPY

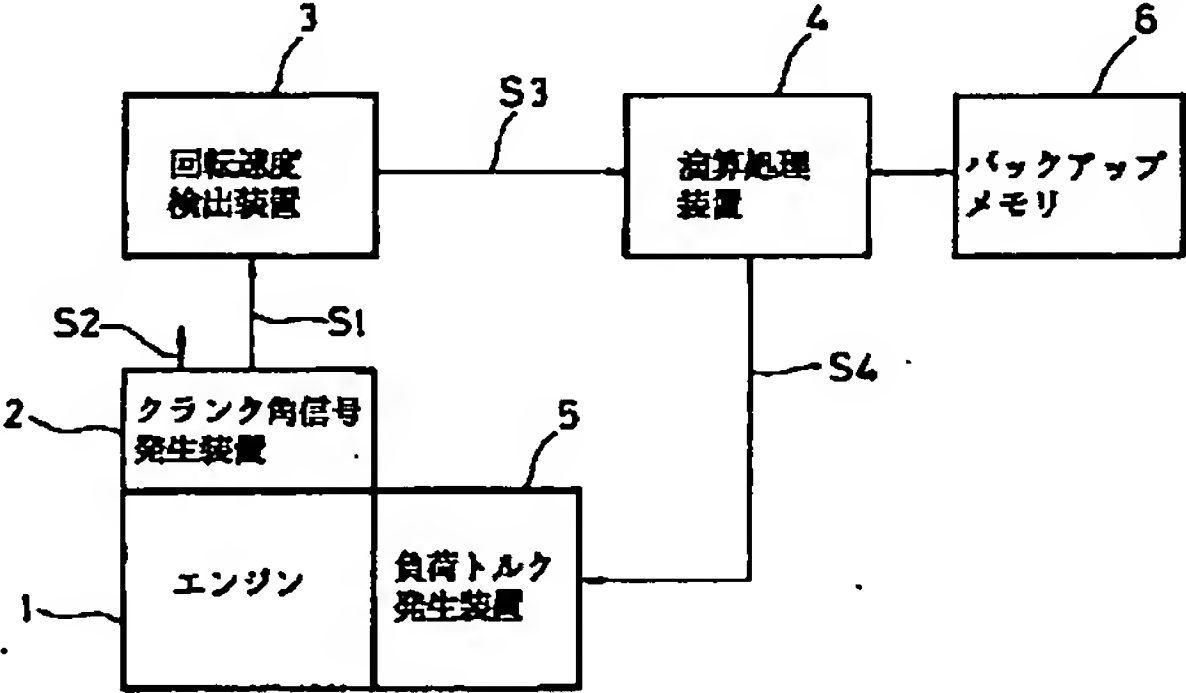
(51) Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 B 75/06		7049-3G		
F 0 2 D 29/06		G 7049-3G		
		K 7049-3G		
45/00	3 1 0	C 8109-3G		
	3 3 0	8109-3G		

審査請求 未請求 請求項の数13(全 19 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願平3-76391	(71) 出願人	000005108 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台四丁目 6 番地
(22) 出願日	平成 3 年 (1991) 4 月 9 日	(71) 出願人	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
		(72) 発明者	前田 裕司 茨城県勝田市大字高場2520番地 株式会社 日立製作所佐和工場内
		(72) 発明者	中村 庸蔵 茨城県勝田市大字高場2520番地 株式会社 日立製作所佐和工場内
		(74) 代理人	弁理士 春日 譲
		最終頁に続く	

(54) 【発明の名称】 車体振動低減装置

(57) 【要約】
【目的】 複数の気筒を有する車両エンジンにより、アイドリング作動時や低負荷時に車体に生じる 0. 5 次振動そのものを直接抑制する構造を備え、0. 5 次振動を低減する。
【構成】 燃焼ばらつき検出手段で各気筒ごとの燃焼状態を検出してばらつきを求め、制御信号発生手段で、ばらつき信号を用いて 0. 5 次振動の周期を求め、燃焼ばらつきに基づき位相と振幅を決定し、最終的に 0. 5 次振動を打ち消すための正弦波等の制御用周期波信号を発生し、この周期波信号で補機に負荷トルクを発生させ、エンジンの 0. 5 次振動を抑制するように構成した。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 複数の気筒を備えるエンジンに適用され、これらの気筒の間の燃焼状態のばらつきに起因して前記エンジンに生じる振動を低減する車体振動低減装置であって、前記気筒のそれぞれの燃焼状態を別々に検出し、これらの検出信号により前記振動の周期に対応する周期を有する燃焼ばらつき信号を生成する燃焼ばらつき検出手段と、この燃焼ばらつき検出手段が出力する前記燃焼ばらつき信号により前記振動を打ち消す特性を有する制御用周期波信号を生成する制御信号発生手段と、前記エンジンの出力軸と動力伝達機構を介して接続され且つ前記制御用周期波信号を供給されこれに基づき負荷トルクを発生する補機とからなることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項2】 請求項1記載の車体振動低減装置において、前記燃焼ばらつき検出手段は、エンジン回転速度検出手段と燃焼ばらつき演算手段とを含み、前記エンジン回転速度検出手段は各気筒の燃焼の強さに比例して変化する回転速度信号を出力し、前記燃焼ばらつき演算手段は前記回転速度信号から各気筒の燃焼の強さに比例する前記燃焼ばらつき信号を出力することを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項3】 請求項1記載の車体振動低減装置において、前記燃焼ばらつき検出手段は、前記気筒ごとのエンジン回転加速度を検出する手段によって構成されることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項4】 請求項1～3のいずれか1項に記載の車体振動低減装置において、前記制御信号発生手段は、前記周期波信号の位相を調整する手段と、前記周期波信号の振幅を調整する手段を備え、これらの各手段により前記周期波信号が前記振動の波形特性に対して逆の特性を有する波形となるように変化させることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項5】 請求項4記載の車体振動低減装置において、前記位相調整手段が最初に調整動作を行い、次に前記振幅調整手段が調整動作を行うことを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項6】 請求項4記載の車体振動低減装置において、前記位相調整手段で得られた位相と前記振幅調整手段で得られた振幅は、前記制御信号発生手段に備えられる記憶手段に記憶され、通常の振動低減制御ではこの記憶された値を用いて前記周期波信号を生成し、前記各気筒の燃焼ばらつきが予め設定された規定値以上となったときには前記制御信号発生手段が位相と振幅について再調整を行うように構成されることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項7】 請求項1～6のいずれか1項に記載の車体振動低減装置において、前記制御用周期波信号は正弦波であることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項8】 請求項1～6のいずれか1項に記載の車

2

体振動低減装置において、前記制御用周期波信号はデューティ50%の方形波であることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項9】 請求項1～8のいずれか1項に記載の車体振動低減装置において、前記補機はオルタネータであることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項10】 請求項9記載の車体振動低減装置において、前記オルタネータの界磁電流を制御することを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項11】 請求項9記載の車体振動低減装置において、前記オルタネータの負荷電流を制御することを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項12】 複数の気筒を備えるエンジンに適用され、これらの気筒の間の燃焼状態のばらつきに起因して前記エンジンに生じる振動を低減する車体振動低減装置であって、前記振動の周期に対応する周期的変動を含む燃焼ばらつき信号を検出する燃焼ばらつき検出手段と、この燃焼ばらつき検出手段が出力する前記燃焼ばらつき信号により前記振動に対応する波形を取出す振動波形取出し手段と、前記振動波形取出し手段の出力信号を用いて前記振動を打ち消す特性を有する制御用周期波信号を生成する制御信号発生手段と、前記エンジンの出力軸と動力伝達機構を介して接続され且つ前記制御用周期波信号を供給されこれに基づき負荷トルクを発生する補機とからなることを特徴とする車体振動低減装置。

【請求項13】 請求項12記載の車体振動低減装置において、前記燃焼ばらつき検出手段は前記エンジンで発生する前記振動の影響を受ける車両構成部分であり、前記振動波形取出し手段はフィルタ手段であることを特徴とする車体振動低減装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は車体振動低減装置に関し、特に、複数の気筒を有するエンジンのアイドリング作動時や低負荷作動時において各気筒の燃焼ばらつきに起因して発生するエンジンのいわゆる0.5次振動を低減し、トラック等の車両におけるアイドリング時等の乗り心地性を改善した車体振動低減装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 トラック等の車両に搭載される複数の気筒を有する例えばディーゼルエンジンでは、特にアイドリング作動時に、各気筒の燃焼ばらつきに起因して発生するいわゆる0.5次振動の影響が顕著になる。従来の技術では、このような0.5次振動を低減させる手段は特別に提案されていない。また類似した技術としては、先に本出願人が提案したエンジンのトルク制御装置がある（特開昭第63-212723号公報）。このトルク制御装置は、運転時の燃焼圧力変動等に生じるトルク変動を抑制し、これによりシリンダブロックの振動を低減

するようにしたものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 前述した通り、従来の技術ではトラック等の車両に搭載されたディーゼルエンジン等のアイドル作動時に顕著に現れる0.5次振動を低減させる装置は存在しない。一般的に、複数の気筒を備えたエンジンの回転速度の波形特性は、気筒間で燃焼状態のばらつきがある場合にはクランク角720°に関して気筒数の数に等しい数の変動ピークを有する波形となり、気筒間で燃焼状態のばらつきがない場合には同じ負荷状態において前記変動ピークがなくなり、ほぼ同じ高さの波形となる。ところで、燃焼状態を決める要因の1つである燃料の供給量は、すべての気筒に関し常に同じ量が供給されるわけではない。例えばガソリンエンジンでは、気化器などでインテークマニホールドの形状によって特定の気筒の燃料が少なくなることがあり、またインジェクションで燃料を分配する場合においてもインジェクタの初期特性や経時変化に応じて燃料の流量特性にばらつきが生じ、特定の気筒の燃料が少なくなることがある。またディーゼルエンジンでも、噴射ポンプとインジェクタの流量特性にばらつきが生じるため、特定気筒の燃料が少なくなることがある。このように複数の気筒を有するエンジンでは気筒の燃料供給量がばらつくと気筒の間で燃焼状態のばらつきが発生し、これによって0.5次振動が発生する。具体的には、特定気筒の燃焼が常に強かったりあるいは弱かったりすることによってエンジンのトルクがばらつき、エンジンが車軸回りのロール方向に加振される。例えば4気筒エンジンにおいて、その回転速度が750r.p.m.であるとする、加振周期は160msとなり、その周波数は6.25Hzとなる。この周波数はエンジンのロール固有値に近い振動周波数となるので、エンジンはロール方向に共振する。またFR車である場合には、エンジンだけではなく車体までロール方向に共振する。このようにして、0.5次振動が発生する。かかる0.5次振動はエンジンのアイドル作動時に乗員にとって特に顕著に感じられ、乗員に対し非常な不快感を与え、車両の乗り心地を最悪なものとする。

【0004】 上記の乗り心地性の問題に対しては各気筒ごとの燃料供給量のばらつきをなくせば、0.5次振動をなくすことができ、乗り心地性を良くすることができる。例えばガソリンエンジンでは電子制御を用いて気筒別に噴射量を調整する制御を行うことによりある程度0.5次振動をなくすことができる。しかしながら、ディーゼルエンジンでは電子制御が困難であり、従来、燃料の気筒ごとの燃料供給量のばらつきの調整は、噴射ポンプとインジェクタを組み合わせるその流量特性を調べ、組み合わせを変更して再調整するという作業を繰り返すことによって行っていた。このように燃料供給量のばらつきをなくすことにより0.5次振動をなくすとい

う装置構成は、効率が悪いと共に0.5次振動を有効に低減させることができないという欠点を有していた。

【0005】 本発明の目的は、複数の気筒を有するエンジンのアイドル作動時や低負荷時において0.5次振動そのものを直接抑制し、0.5次振動を低減することができる車体振動低減装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 本発明に係る第1の車体振動低減装置は、複数の気筒を備えるエンジンに適用され、これらの気筒の間の燃焼状態のばらつきに起因して前記エンジンに生じる振動を低減する車体振動低減装置であって、前記気筒のそれぞれの燃焼状態を別々に検出し、これらの検出信号により前記振動の周期に対応する周期を有する燃焼ばらつき信号を生成する燃焼ばらつき検出手段と、この燃焼ばらつき検出手段が出力する前記燃焼ばらつき信号により前記振動を打ち消す特性を有する制御用周期波信号を生成する制御信号発生手段と、前記エンジンの出力軸と動力伝達機構を介して接続され且つ前記制御用周期波信号を供給されこれに基づき負荷トルクを発生する補機とから構成される。本発明に係る第2の車体振動低減装置は、前記第1の装置構成において、前記燃焼ばらつき検出手段が、エンジン回転速度検出手段と燃焼ばらつき演算手段とを含み、エンジン回転速度検出手段は各気筒の燃焼の強さに比例して変化する回転速度信号を出力し、前記燃焼ばらつき演算手段は前記回転速度信号から各気筒の燃焼の強さに比例する燃焼ばらつき信号を出力するように構成される。本発明に係る第3の車体振動低減装置は、前記第1の装置構成において、前記燃焼ばらつき検出手段が、前記気筒ごとのエンジン回転加速度を検出する手段によって構成される。本発明に係る第4の車体振動低減装置は、前記第1～第3のいずれか1つの装置構成において、前記制御信号発生手段が、前記周期波信号の位相を調整する手段と、前記周期波信号の振幅を調整する手段を備え、これらの各手段により前記周期波信号が前記振動の波形特性に対して逆の特性を有する波形となるように変化させるように構成される。本発明に係る第5の車体振動低減装置は、前記第4の装置構成において、前記位相調整手段が最初に調整動作を行い、次に前記振幅調整手段が調整動作を行うように構成される。本発明に係る第6の車体振動低減装置は、前記第4の装置構成において、前記位相調整手段で得られた位相と前記振幅調整手段で得られた振幅は、前記制御信号発生手段に備えられる記憶手段に記憶され、通常の振動低減制御ではこの記憶された値を用いて前記周期波信号を生成し、前記各気筒の燃焼ばらつきが予め設定された規定値以上となったときには前記制御信号発生手段が位相と振幅について再調整を行うように構成される。本発明に係る第7の車体振動低減装置は、前記第1～第6のいずれか1つの装置構成において、前記制御用周期波信号が正弦波であることを特徴とする。

5

本発明に係る第8の車体振動低減装置は、前記第1～第6のいずれか1つの装置構成において、前記制御用周期波信号がデューティ50%の方形波であることを特徴とする。本発明に係る第9の車体振動低減装置は、前記第1～第8のいずれか1つの装置構成において、前記補機がオルタネータであることを特徴とする。本発明に係る第10の車体振動低減装置は、前記第9の装置構成において、前記オルタネータの界磁電流を制御することを特徴とする。本発明に係る第11の車体振動低減装置は、前記第9の装置構成において、前記オルタネータの負荷電流を制御することを特徴とする。本発明に係る第12の車体振動低減装置は、複数の気筒を備えるエンジンに適用され、これらの気筒の間の燃焼状態のばらつきに起因して前記エンジンに生じる振動を低減する車体振動低減装置であって、前記振動の周期に対応する周期的変動を含む燃焼ばらつき信号を検出する燃焼ばらつき検出手段と、この燃焼ばらつき検出手段が出力する前記燃焼ばらつき信号により前記振動に対応する波形を取出す振動波形取出し手段と、前記振動波形取出し手段の出力信号を用いて前記振動を打ち消す特性を有する制御用周期波信号を生成する制御信号発生手段と、前記エンジンの出力軸と動力伝達機構を介して接続され且つ前記制御用周期波信号を供給されこれに基づき負荷トルクを発生する補機とから構成される。本発明に係る第13の車体振動低減装置は、前記第12の装置構成において、前記燃焼ばらつき検出手段が前記エンジンで発生する前記振動の影響を受ける車両構成部分であり、前記振動波形取出し手段がフィルタ手段であることを特徴とする。

【0007】

【作用】前述の第1～第11の本発明による車体振動低減装置では、燃焼ばらつき検出手段で例えばエンジン回転速度の変動を利用して気筒ごとの燃焼状態を検出し、そのばらつきを求め、次に制御信号発生手段は得られた燃焼ばらつき信号を用いて0.5次振動の周期を求め、燃焼ばらつきを監視しながら位相と振幅を決定し最終的に0.5次振動を打ち消すための正弦波等の制御用周期波信号を発生し、この周期波信号で補機に負荷トルクを発生させ、エンジンの0.5次振動を抑制する。前記第12及び第13の本発明による車体振動低減装置では、燃焼ばらつき検出手段で0.5次振動の影響を直接受ける車両の部位から0.5次振動を含む振動要素を検出し、振動波形取出し手段で0.5次振動成分の波形を取出し、この波形に基づいて制御信号発生手段で0.5次振動を打ち消すための制御用周期波信号を発生し、この周期波信号で補機に負荷トルクを発生させ、エンジンの0.5次振動を抑制する。

【0008】

【実施例】以下に、本発明の実施例を添付図面に基づいて説明する。

【0009】図1は本発明に係る車体振動低減装置の構

6

成を原理的に示すブロック図、図2は同車体振動低減装置の構成を具体的に示す図である。

【0010】図1に示すように、車体振動低減装置は、複数の気筒を有するエンジン1のクランク角にそれぞれ同期する、燃焼トルクが最大となる角度を挟む $\pm 720^\circ / 4N$ (N は気筒数を意味する)の角度以内の2つの区間のそれぞれに対応する区間パルス信号S1、及び気筒判別信号S2を発生するクランク角信号発生装置2と、2つの区間パルスによってエンジン1の回転速度を検出する回転速度検出装置3と、回転速度検出装置3が出力する回転速度に係る信号S3の変化に基づいて複数の気筒の各気筒ごとの燃焼ばらつき状態を判定する演算処理装置4と、演算処理装置4が前記の燃焼状態の判定に基づいて作成した制御信号S4に同期させてエンジン1のクランク軸に負荷を発生させる負荷トルク発生装置5とから構成される。前記エンジン1はガソリンエンジンやディーゼルエンジンなど任意な形式のエンジンである。エンジン1の気筒数も任意であり、例えば4気筒であるときには前記2つの区間パルスは最大燃焼トルクを発生する角度の $\pm 45^\circ$ 以内に発生することになる。演算処理装置4はバックアップメモリ6を備えており、このメモリには予め用意された各種データや演算処理装置4で算出された所定のデータが記憶される。負荷トルク発生装置5としては、エンジン1のクランク軸と動力伝達機構で連結された各種補機のいずれか1つが使用され、この実施例では、負荷トルク制御装置5として制御性の良いオルタネータを用いて説明する。オルタネータを負荷トルク制御する場合には、界磁電流制御方式と発電電流制御方式を用いることができるが、ここでは界磁電流制御方式で説明する。なお界磁コイルのインダクタンスが大きいことに起因する応答性の低下は、印加される電圧を高くすることにより解決する。図2は負荷トルク発生装置5としてオルタネータ5Aを使用した車体振動低減装置の具体的構成の例を示す。

【0011】図2において10はクランク軸に固定されたクランクプーリ、11はクランクプーリ10とベルト12で連結されたプーリであり、プーリ11の回転中心はオルタネータ5Aのロータコイル13回転中心と軸14で連結されている。クランク軸の回転はクランク角信号発生装置であるクランク角センサ2aで検出され、その検出信号は演算処理装置4に入力される。オルタネータ13で発生した交流電流は整流器15で整流され、バッテリー16とICレギュレータ17とパワー部18に供給される。ICレギュレータ17は入力電圧を調整して界磁巻線19に所要の界磁電流を供給する。パワー部18は演算処理装置4で算出された前記制御信号S4を所要のレベルまで昇圧し、これを界磁巻線19に供給する。このようにして、オルタネータ5Aは負荷トルク発生装置として作用する。

【0012】図1に示された構成に基づく車体振動低減

装置の動作を図3～図5を参照して説明する。エンジン1の各気筒の燃料供給量にばらつきが存在すると各気筒の燃焼状態にばらつきが生じ、このため、エンジン1のトルクがばらつくため、エンジン回転速度も各気筒の燃焼状態のばらつきに応じて変動する。これをエンジン回転速度(Ne)の変化で示すと図3(A)のようになる。この図示例ではエンジン1は4気筒であると仮定している。図3(A)で明らかなように、エンジン回転速度の変化ではクランク角720°の範囲において気筒数に等しい4つの変動ピークを有する波形となっている。このエンジン回転速度波形において、各気筒ごとに回転速度の極大値 N_{1n} と極小値 N_{2n} とが定義される。ここで、nは1～4の整数である。このエンジン回転速度の変化において、極大値 N_{1n} と極小値 N_{2n} を用いて気筒ごとの変動係数 $\alpha_n = N_{1n} - N_{2n}$ (n=1～4)を計算すると図3(B)の如くなる。この変動係数 α_n の変化に基づけば図3(C)に示す如き周期的な加振力がエンジン1において発生していることを想定することができ、更にこの周期的加振力によって図3(D)に示されるようにエンジン1における0.5次振動成分を正弦波として想定することができる。実際上図3(B)の α_n によって知ることのできるエンジン1における0.5次振動の正確な情報は周期のみであり、位相や振幅については、正確に知ることにはできない。以上のように、エンジン1から検出されるエンジン回転速度S3に基づいて変動係数 α_n を計算すると、0.5次振動を予想することができる。

【0013】演算処理装置4による0.5次振動を低減するための制御手順を図4及び図5のフローチャートに基づき説明する。最初のステップ31では、アイドルスイッチがオン状態であるか否かが判定され、エンジン1がアイドル状態でないときには処理2が実行され(ステップ33)、アイドル状態であるときにはエンジン1の冷却水の温度が80℃以上であるか否かが判定される(ステップ32)。ステップ33の処理2の内容はステップ36で実行される処理内容と同じである。すなわち、アイドル状態でないときにはバックアップメモリ6に予め用意されたALT(オルタネート)制御値によってALT制御が行われる。ステップ32において、水温が80℃より低いときにはステップ33に移行してALT制御を行い、水温が80℃以上であるときにはステップ34に移って処理1を実行する。判断ステップ31、32によれば、アイドル状態であり且つ暖気運転後であるという条件の下で本発明に係る振動低減制御が行われる。処理1では、前記 α_n (n=1～4)を検出し、 α_n のばらつきを算出する。処理1に関する詳細な内容は図5のフローチャートに示される。

【0014】ステップ34における処理1では、各気筒ごとにその燃焼ばらつき状態をエンジン回転速度の変化に基づいて検出するため、前述した通り変動係数 α_n を

算出する。前記2つの区間パルスのパルス幅を計測してエンジン回転速度を求め、回転速度変化の高い値であるピーク側を N_1 とし、低い側を N_2 とする。図5に示すように、ステップ51では4つの処理が実行される。すなわち、エンジン回転速度 N_{1n} と N_{2n} が読込まれ、変動係数 $\alpha_n = N_{1n} - N_{2n}$ が計算され、各気筒のナンバー(No.)を気筒判別信号S2を用いて判別し、気筒ごとに求めた α_n を α テーブルに収納し記憶する。このようにして、各気筒についての変動係数 α_n が求められる。次のステップ52では4つの気筒についてステップ51が実行された否かを判断し、更に次のステップ53では規定回数分、変動係数 α_n が求められた否かを判定する。この規定回数としては前記図3(A)のエンジン回転速度において例えば5周期が設定され、この結果ステップ51～53により当該5周期分における4つの気筒の変動係数(全部で20個の変動係数データ)を算出し、バックアップメモリ6の α テーブルに記憶する。次に、20個の前記変動係数 α_n を α テーブルが読み出して、気筒ごとの平均値、すなわち、

【0015】

【数1】

$$\bar{\alpha}_n$$

【0016】を計算する(ステップ54)。更に次のステップ55では、次式、

【0017】

【数2】

$$\sigma = \frac{1}{m_1} \sum_{i=1}^{m_1} (\bar{\alpha}_T - \alpha_{n1}) \quad (m_1 \text{ は周期数})$$

$$\text{但し、} \bar{\alpha}_T = \frac{1}{m_2} \sum_{n=1}^{m_2} \bar{\alpha}_n \quad (m_2 \text{ は気筒数})$$

【0018】を計算することにより、 α_n のばらつき σ を計算する。このようにして α_n に関する気筒ごとのばらつき σ を制御指標として0.5次振動低減に関する以下の制御が実行される。

【0019】図4のステップ34における処理1で α_n のばらつき σ が求められると、次にはこの σ が規定値xよりも大きいかが判定される(ステップ35)。この規定値xは負荷の状態に対応して決められた値である。ばらつき σ が規定値xよりも小さいときにはステップ36で処理2が実行され、規定値xよりも大きいときにはステップ37～44が実行される。ステップ36では0.5次振動が抑制されているのでバックアップメモリ6に入っているALT制御値データを用いてALT制御を実行・継続する。一連のステップ37～44は、0.5次振動が大きく発生しているのでこれを低減する調整制御を実行するためのステップを示している。

【0020】図4のステップ37～44と図3(E)に示された制御信号(負荷トルクはこの信号に対応する)の波形を参照して、振動低減制御の手順について説明す

る。前述した通り変動係数 α が算出されると、エンジン1で発生する0.5次振動の周期を知ることができる。そこで、演算処理装置4はこの周期情報を用いて当該周期を有する正弦波を制御信号S4として出力しオルタネータ5Aに与える(図3(E)の上段に示す波形)。調整前の波形では周期は正しく与えられているが、振幅と位相は適当に与えられている。但し、振幅はできるだけ小さい振幅として与えられる。次に先ず制御信号S4の位相 θ を調整する(ステップ37~39)。位相の調整では、先ず位相 θ を所定量ずらし、処理1によりそのときの α のばらつきを求めて記憶し(ステップ38)、かかる操作を、位相を前記所定量づつずらしながら行い、1周期分行う。そして記憶した α の複数のばらつきの中において、ばらつきが最も小さい値となる箇所の位相を最適な位相 θ としてバックアップメモリ6に最終的に記憶する(後述するステップ43において)。ばらつきの最小値は、ステップ39による判定によって得ることができる。こうして得られた位相調整後の制御信号の波形を、図3(E)の中段に示す。次に、制御信号の振幅Aを調整する(ステップ40~42)。振幅の調整では、最初振幅を小さい値に設定しておき、振幅を所定量づつ増していく(ステップ40)。振幅を増す度にステップ41で前記処理1を実行し、 α のばらつきを計算する。そして得られた α がそれ以前に求めたすべてのばらつきに比較して最小値であるか否かを判定する(ステップ42)。以上の操作をステップ42で最小値が求められるまで繰返し行う。振幅を次第に大きくしていくと、ばらつきは段々小さくなるが、その変化において限界の振幅になった時、その時の振幅Aを最適値として、バックアップメモリ6の中に最終的に記憶する(後述するステップ43において)。こうして得られた振幅調整後の制御信号の波形を図3(E)の下段に示す。

【0021】前記の各処理によって得られた最適値の前記位相 θ と振幅Aはステップ43においてALT制御値としてバックアップメモリ6に記憶される。なお記憶時期はこれに限定されず、実際上どの段階で記憶してもかまわない。またステップ43では、最終的な制御信号の波形が得られた時の振幅調整での最終的な最小値のばらつき σ を前記規定値 x として設定・記憶する。前記ステップ35で明らかなように、この規定値 x によって今後の経時変化で制御信号が不適当になったか否かを判定するのに使用する。ステップ44では、ステップ36と同様に処理2が実行され、バックアップメモリ6に記憶されたALT制御値 θ とAを用いて制御信号S4を出力させ、オルタネータ5Aに負荷トルクを発生させ、エンジン1で発生する0.5次振動を低減する。図3(E)の下段に示された最終的な制御信号すなわち調整終了後の負荷トルクの波形は、図3(D)で示された0.5次振動の波形に対して完全に逆の波形となっているので、

0.5次振動はほとんど打ち消され、図3(F)に示すように調整後の変動係数 α はほぼ一定となる。

【0022】ステップ44の終了後にはステップ34に戻り、処理1が実行され、 α のばらつきをチェックし、ばらつきが規定値 x ($=\sigma$)に対し例えば10%増加している場合にはステップ37~44を実行して再調整を行う。すなわち、経時変化に対し学習制御を行う。ステップ34の処理1で得られたばらつきが規定値 x に対し所定条件を満たしているときには前記調整によって得られバックアップメモリ6に記憶されたALT制御値を用いて制御信号を発生し、オルタネータ5Aに与え、振動低減の制御を行う。

【0023】図6は他の実施例を示し、図3と同様な図である。図6の(A)、(B)、(C)、(D)、(F)は前記図3の(A)~(D)、(F)とそれぞれ同じである。この実施例で異なる点は図3の(E)に示されるように制御信号としてデューティ50%の方形波を用いる点である。この方形波は周期がエンジンサイクルの1サイクルとし、位相と振幅の調整に仕方は前記実施例において正弦波で説明した場合と同じである。振幅の調整においてその最大値を制限された場合には、この方形波によれば0.5次振動が強いため振動抑制効果が高くなるという利点を有する。

【0024】以上の実施例では、エンジン1で発生する0.5次振動をエンジン回転速度によって検知し、周期的信号を利用して逆位相の0.5次振動波形を制御信号として生成し、これに対応する負荷トルクを補機で発生させ、0.5次振動を低減するように構成される。

【0025】図7は振動低減制御の他の実施例を説明するためのフローチャートを示す。この実施例による振動低減制御では、制御の手順が簡易化されるという特徴を有している。図7に示される処理フローは720°/N(Nは気筒数)ごとに実行される。図7においてステップ61、62、63は図5で説明したステップ51、52、53の内容とそれぞれ同じである。ステップ62と63において条件が満たされたとき、すなわち規定回数につき全気筒の変動係数 α を求めた後ステップ64に移行する。ステップ64ではその時点で既に振動低減制御が行われているか否かを調べ、制御中であればステップ68で本制御の前後の回転速度変化を調べ、ステップ69でその制御の効果が不十分であると判定したときには、後述する制御信号のパルス幅 P_r を、

【0026】

【数3】 $P_r \leq \{\text{設定された } P_r \text{ の最大値}\}$

の範囲内で一定値 ΔP_r を増やして制御を継続する。ステップ64で制御中でないと判定されたときには、各気筒ごとの回転速度の変動係数 α をバックアップメモリ6の α テーブルから規定回数分取出し、その平均値を各気筒ごと算出する(ステップ65)。ステップ66と67では、気筒ごとの回転速度変化分の平均値に基づき然

焼の弱い気筒、あるいは燃焼の強い気筒の有無を調べる。その結果燃焼の弱い気筒に存在すればステップ70で後述する制御タイミング t_1 又は t_2 を設定し、一方、燃焼が強い気筒が存在すればステップ71で制御タイミング t_3 を設定し、これらのタイミングでオルタネータ5Aに対しパルス幅 P_r の制御信号を出力する。

【0027】図8(A)、(B)、(C)は、それぞれ、エンジン回転速度の変化と前記ステップ70又は71で出力される制御信号のタイミングを対比して示したものである。図8(A)は、燃焼が弱いと判定された気筒が存在するときに、その気筒の爆発上死点からエンジンロール固有値の $1/2$ 周期に相当する時間 t_1 後に、負荷トルクの中心が来るように制御を行う場合である。この制御量(パルス幅 P_r)は燃焼の落ち込み量に応じて変えるが、この落ち込みはステップ65で平均値を基に検出したものであるから、たまに燃焼の落ち込みがあっても、平均的に落ち込んでいれば同じ制御量で制御することになる。これは、エンジンがロール方向に共振しているときには、常に同じように負荷を与えた方が制御効果が大きいからであり、このタイミングで制御を行うとエンジン1は、一度大きく振動しても、元の位置に戻ってくるところで逆の方向に力が働くため、振動が抑制される。

【0028】図8(B)は、或る特定気筒の燃焼が弱いと判定された場合に、その気筒から 360° 後に相当する時間 t_2 後に、気筒の爆発トルクを弱める方向に負荷トルクを発生させ、0.5次振動を1次振動に変化させる場合である。この場合には振動周期が早くなるので、振動の振れ幅が小さくなり、更に共振していたものも共振しなくなる。この原理からすると、エンジン1の気筒数が4気筒以上の場合には、 360° に拘らず振動次数を高めるように加振するなら、何度でも良いが、負荷トルクの発生頻度はなるべく少ない方が、エンジンの負荷が小さくてすむので、好ましい。制御量は落ち込みの平均値に応じて定める点は前記の図8(A)の制御方法と同じである。

【0029】図8(C)は、或る気筒の燃焼が強いと判定された場合の制御を示す。このときの制御タイミング t_3 は、当該気筒の爆発に合わせて負荷トルクを発生するように定められ、これによって強く燃焼している気筒の爆発力を直接弱めて0.5次振動を抑制する。

【0030】なお、燃焼状態の検出は所定角度(p°)ごとに検出したエンジン回転速度型その変動係数 α を求めて行ったが、 p° 回転する時間を T としたとき α/T なる加速度を見て燃焼状態を調べることもできる。しかし、本実施例では、アイドリング状態のような速度変化のない場合の振動を問題としているから、 $T=一定$ としても α によって燃焼状態を見ても効果に変わりはない。

【0031】図9は、一例として弱い燃焼の気筒が存在

するときに、図8(A)の方法で制御したときのエンジン回転速度、エンジン振動、フロア振動、回転速度変動値、制御信号(負荷トルク)の実測値を示すものである。エンジン回転速度とフロア振動に付いては、本発明による制御を実施しない場合を実線、行った場合を破線で示している。この例から明らかなようにフロア振動が大幅に抑制されている。

【0032】以上の説明で明らかなように、前記図7～図9に基づいて説明された実施例では、エンジン1において発生する0.5次振動の発生パターンをエンジンの回転速度の変化から検知し、その発生パターンに応じたタイミングで当該振動をキャンセルするためのトルクを負荷トルク発生装置において発生させるように構成されている。

【0033】次にエンジン1で発生する0.5次振動の他の検出方法を説明する。前記の各実施例ではエンジン回転速度の変化を用いて0.5次振動についての情報を得るように構成した。0.5次振動については図10及び図11に示すようにエンジン1及び車体71における0.5次成分を含む各部位から取出すことが可能である。図10中4つの72は車輪を示す。図10において、2つの波形を示すD1は、既に説明したエンジン回転速度の変動波形(上段)を用いて演算処理により0.5次振動の波形73を取出すことを示している。D2は筒内圧力センサ74を用いて筒内圧力の気筒ごとの平均を表す波形75を求め、更に演算処理を施すことにより0.5次振動を取出すことを示している。D3はエンジン1に設けられたノックセンサ等の振動センサ76を用いてエンジン振動77を検出し、更にフィルタを用いて0.5次振動を取出すことを示している。D4はエンジン1に設けられたマウント78(荷重センサが内蔵される)や車体71に取り付けられた車高センサ等の振動センサ79を用いてマウント振動又はフロア振動80を検出し、これにフィルタを用いて、0.5次振動を取出すことを示している。前記のように前記の各部位はエンジン1で発生する0.5次振動の影響を受け、その成分を含んでいるため、これらにより、当該振動に係る情報を検出し、0.5次振動成分を取出すことができる。

【0034】図11では0.5次振動の検出手段として他の例を示している。D5は前記オルタネータ5Aの発電電流18の波形を利用し、フィルタを用いて0.5次振動を取出すようにしたものである。オルタネータ5Aの駆動軸はエンジン1のクランク軸に連結されているため、その発電電流の中には0.5次振動の成分が含まれている。従ってオルタネータの発電電流を用いれば0.5次振動を取出すことができる。同様に、D6に示すようにバッテリー82の端子はオルタネータ5Aの出力端子と接続されているために、バッテリー端子の電圧変動83を用いても0.5次振動成分を取出すことができる。

【0035】前述した0.5次振動検出方法においてフ

ィルタを用いて直接に0.5次振動成分の波形を検出できる構成を有する場合には、前記実施例の如く演算処理装置4において燃焼状態のばらつきを計算するを必要はなく、0.5次振動を打ち消すための逆位相の波形を有した制御信号を直接的に作ることができる。

【0036】図12～図15は制御信号S4でオルタネータ5Aに与えられる制御量Cの決定方法を示している。制御量Cの定め方を詳細に述べると、制御量Cは少なくとも4つの制御量要素 $C_1 \sim C_4$ と比例定数kによって、例えば次の式、

【0037】

$$【数4】 C = k (C_1 + C_2 + C_3 + C_4)$$

によって与えられる。制御量 C_1 は図12に示されるようにエンジン回転速度と加振力検出量一定ラインとによって決まる制御量であり、制御量 C_1 マップに従って与えられる。制御量 C_2 は図13に示されるようにエンジン回転速度とエンジン負荷一定ラインとによって決まる制御量であり、制御量 C_2 マップに従って与えられる。制御量 C_3 は図14に示されるようにエンジン燃焼温度 T_1 に対応して決まる制御量であり、更に制御量 C_4 は図15に示されるようにオルタネータ温度 T_A に対応して制御量である。このように、演算処理装置4においてエンジン回転速度の変化等を基準にして0.5次振動を検出し、これを抑制する目的で生成された制御信号S4によって与えられる制御量Cは、エンジン1の運転状態の変化に対応して適宜に調整されたものとなっている。但しエンジンに応じて任意の制御量Cを選択できるように構成することも可能である。

【0038】図16は、負荷トルク発生装置5として使用することができる他の補機の例を示す。図16において、1は前述したエンジンであり、10はエンジン1のクランク軸に固設された前記クランクプーリである。本発明に係る車体振動低減装置の負荷トルク発生装置としては、図16で明らかなように、前記オルタネータ5A以外にクランクプーリ10と動力伝達機構とで連結されたパワーステアリングモータ5B、オイルポンプ5C、エアコンのコンプレッサ5D、ウォータポンプ5Eなどの補機を用いることができる。なお各補機において図16中 T_{ALT} はオルタネータの負荷トルク、 T_{PS} はパワーステアリングモータの負荷トルク、 T_{OIL} はオイルポンプの負荷トルク、 T_{COMP} はコンプレッサの負荷トルク、及び T_{WAT} はウォータポンプの負荷トルクをそれぞれ示しており、これらは各補機の発生トルクを意味する。

【0039】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、本発明によれば次の効果が生じる。

【0040】エンジン回転速度などの変動に基づいて各気筒の燃焼の強弱のばらつきを検出し、この燃焼状態のばらつきに基づいてエンジンで発生する0.5次振動の周期情報を取出し、この周期情報に基づいて当該振動

を打ち消すための制御用周期波信号を発生させ、その位相と振幅を、前記燃焼状態のばらつきが小さくなるように調整し、前記周期波信号で補機に負荷トルクを発生させるようにしたため、0.5次振動を有効に抑制することができ、これにより車両の横揺れをなくし、特にエンジンのアイドル作動時等における乗り心地を良好なものにすることができる。

【0041】また、エンジンで発生する0.5次振動の影響を受ける車両の部位から当該振動成分を含む信号を取出し、この信号から前記0.5次振動成分を検出し、この検出情報に基づき制御用周期波信号を発生し、補機に0.5次振動を打ち消す負荷トルクを発生させるようにしたため、0.5次振動を有効に抑制することができ、前記と同様な効果が発揮される。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例に係る車体振動低減装置の原理的構成を示すブロック図である。

【図2】同車体振動低減装置の具体的構成を示す構成図である。

【図3】振動低減の制御方法を説明するための波形図である。

【図4】第1実施例に係る車体振動低減装置の動作を説明するためのフローチャートである。

【図5】燃焼状態のばらつきを求める演算を示すフローチャートである。

【図6】第2の実施例を示す図3と同様な図である。

【図7】第3の実施例を示すフローチャートである。

【図8】第3の実施例における制御タイミングを説明するためのタイミングチャートである。

【図9】第3実施例による制御効果の説明図である。

【図10】0.5次振動の他の検出方法を示す説明図である。

【図11】0.5次振動の他の検出方法を示す説明図である。

【図12】制御量 C_1 の決定方法を説明するための図である。

【図13】制御量 C_2 の決定方法を説明するための図である。

【図14】制御量 C_3 の決定方法を説明するための図である。

【図15】制御量 C_4 の決定方法を説明するための図である。

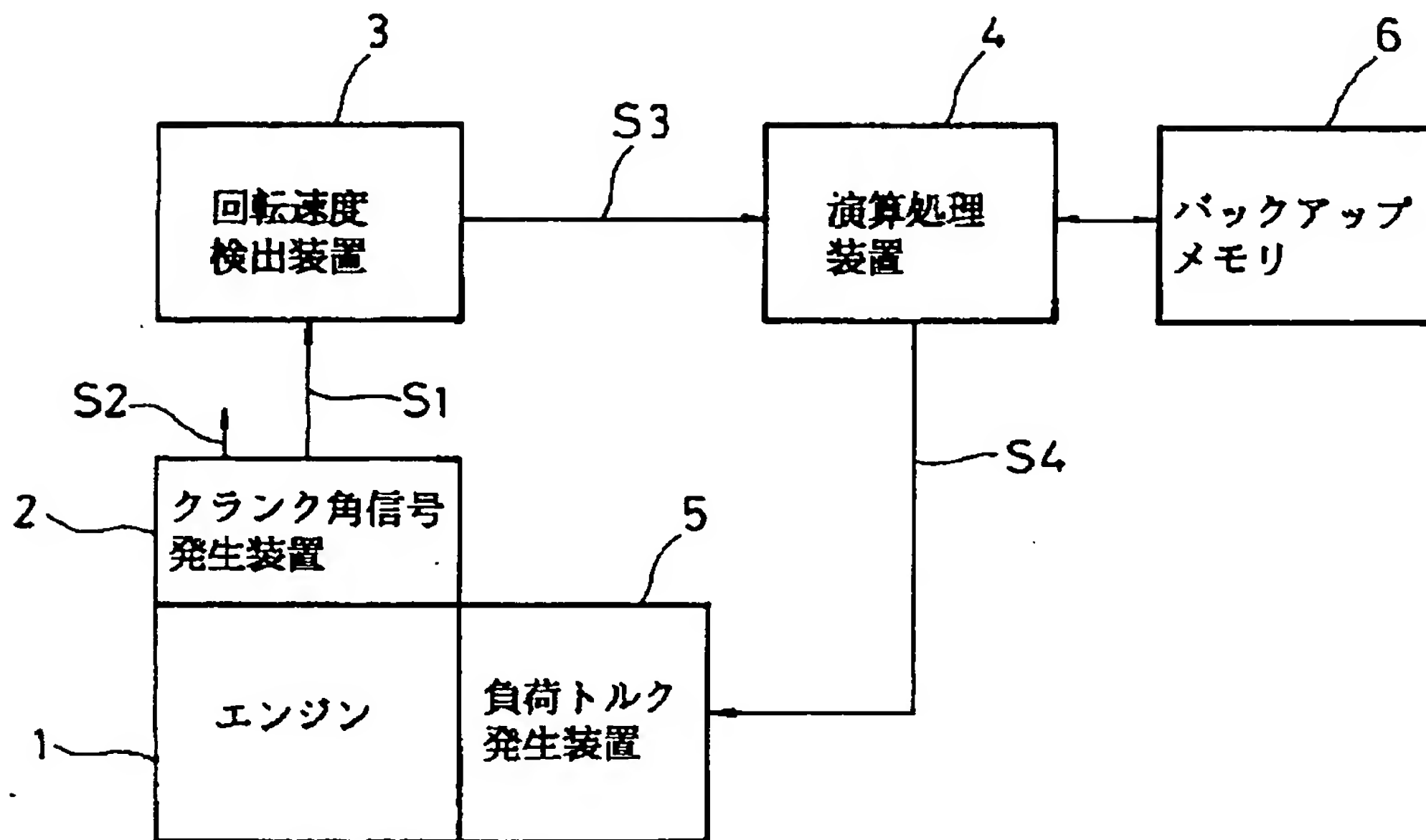
【図16】負荷トルク発生装置として使用可能な他の補機の例を示す説明図である。

【符号の説明】

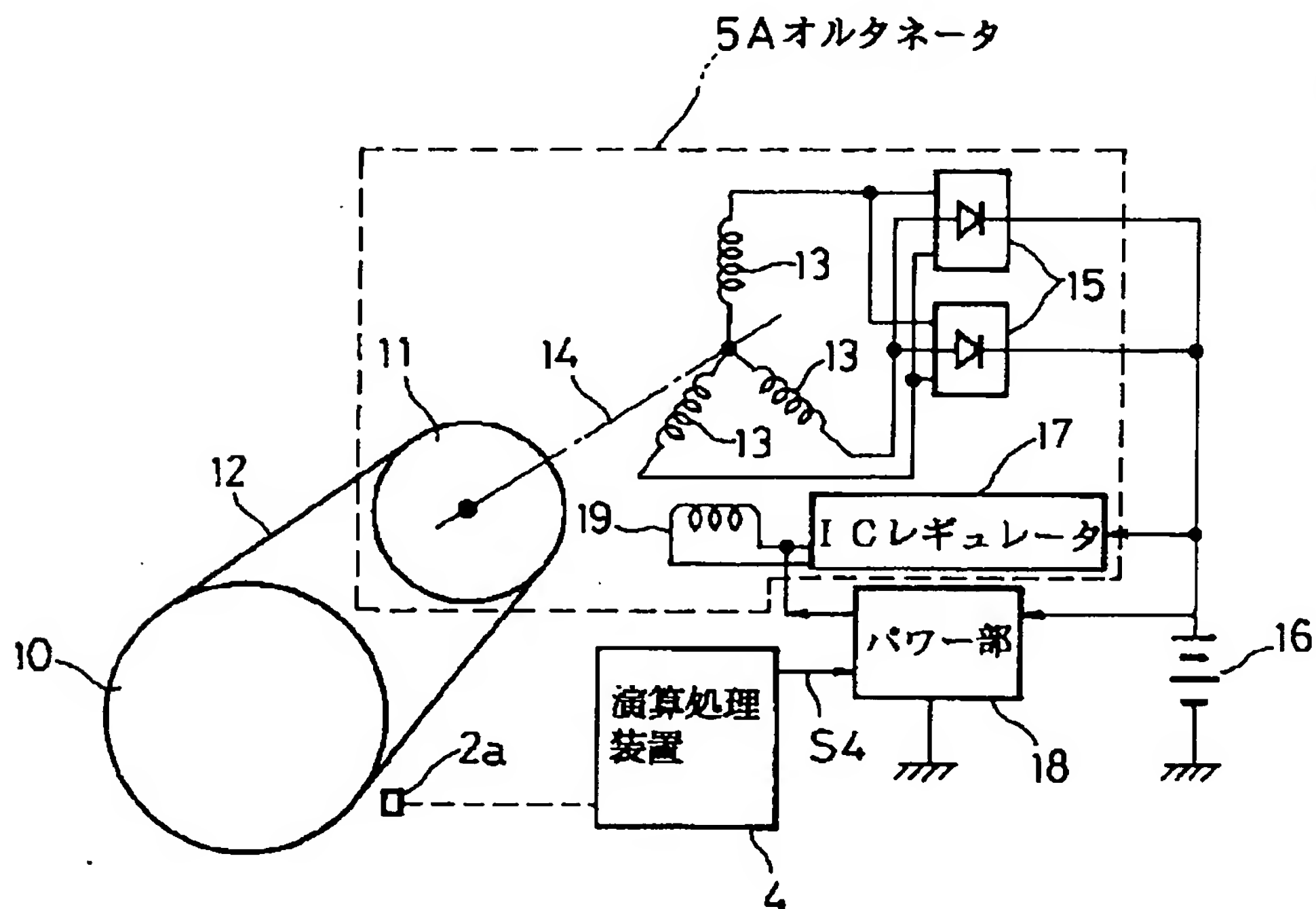
- | | |
|---|-------------|
| 1 | エンジン |
| 2 | クランク角信号発生装置 |
| 3 | 回転速度検出装置 |
| 4 | 演算処理装置 |
| 5 | 負荷トルク発生装置 |

5A オルタネータ 15
6 バックアップメモリ

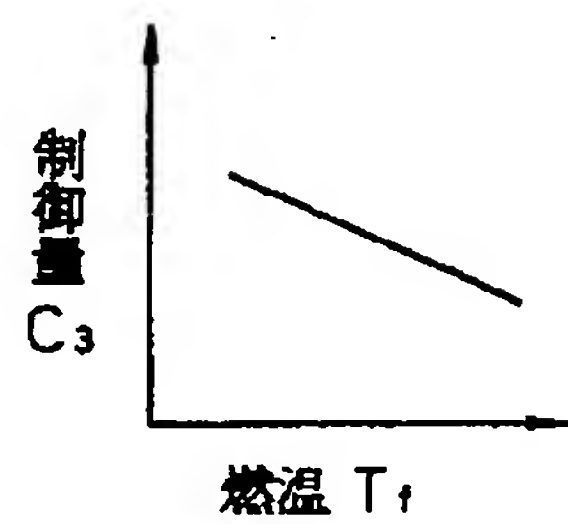
【図1】



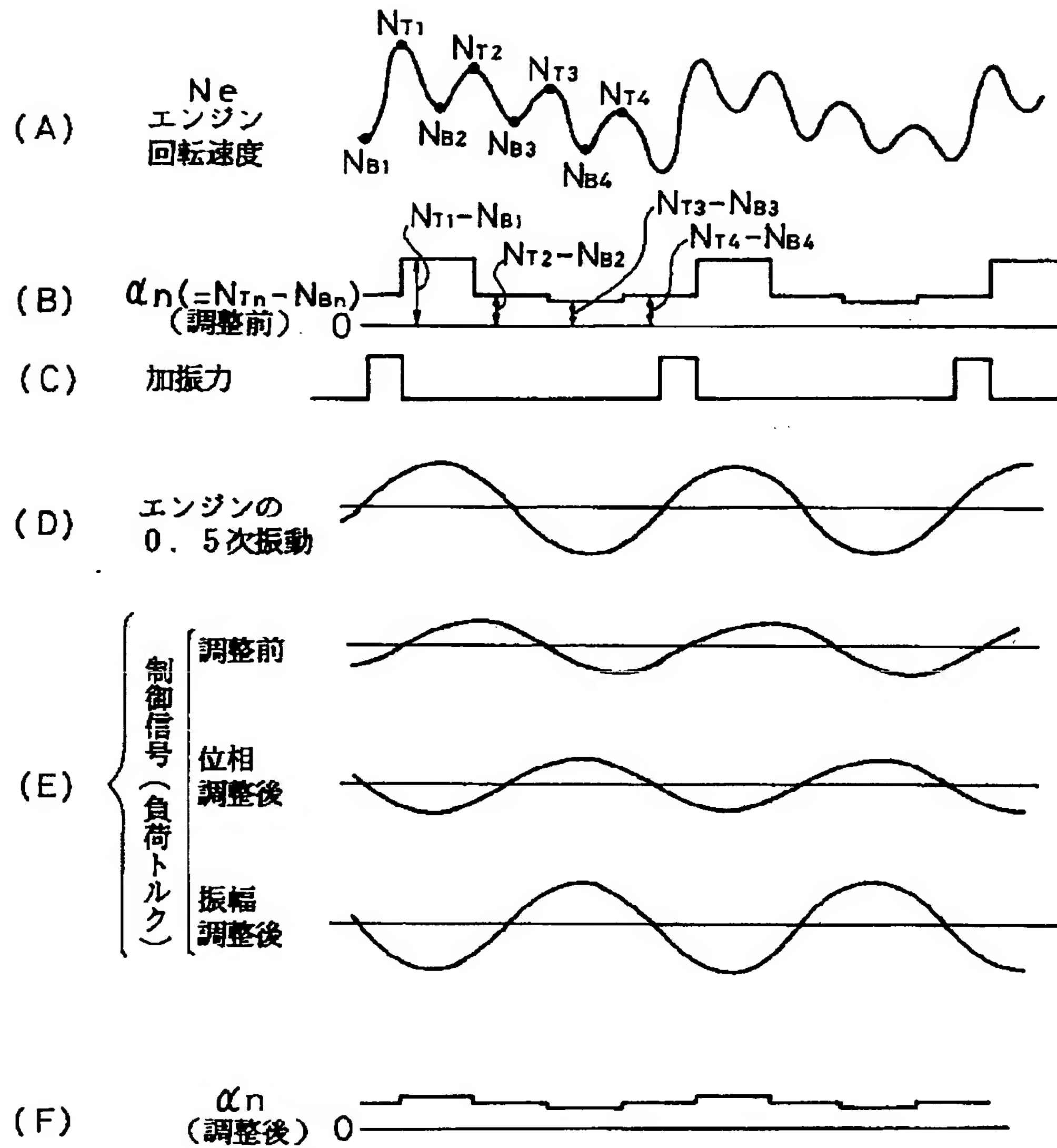
【図2】



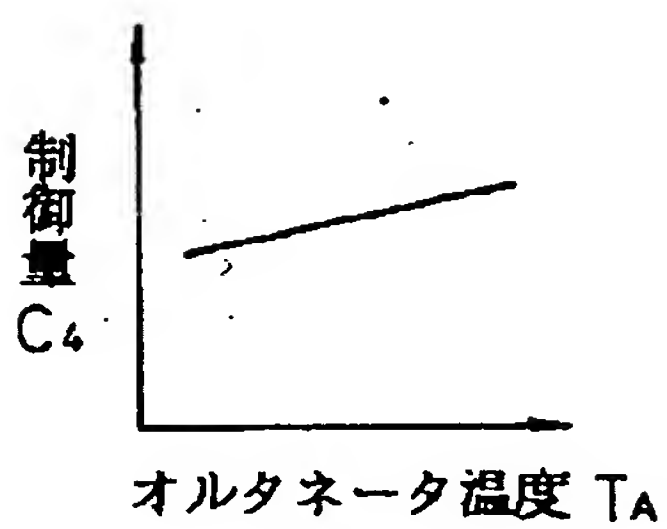
【図14】



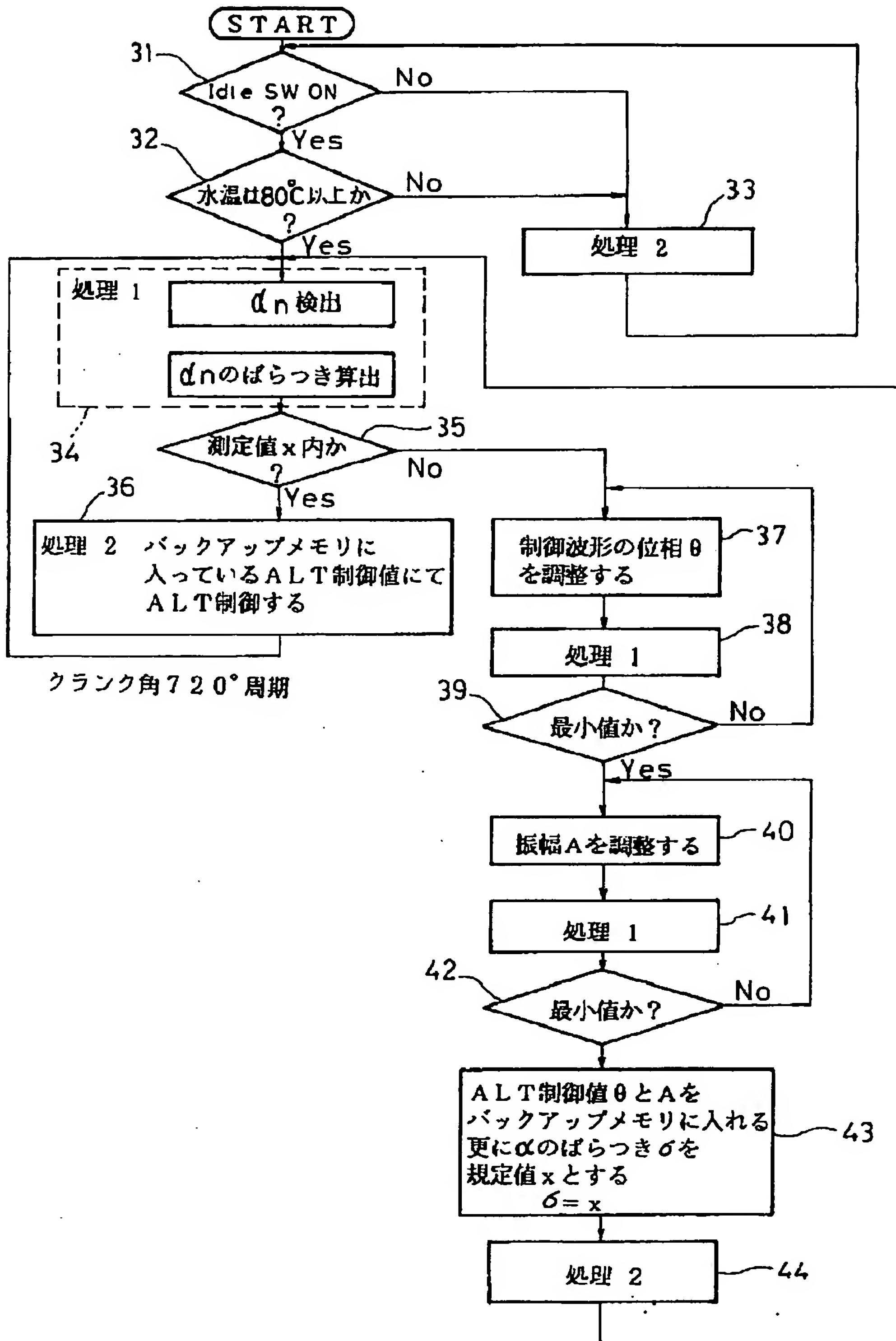
【図3】



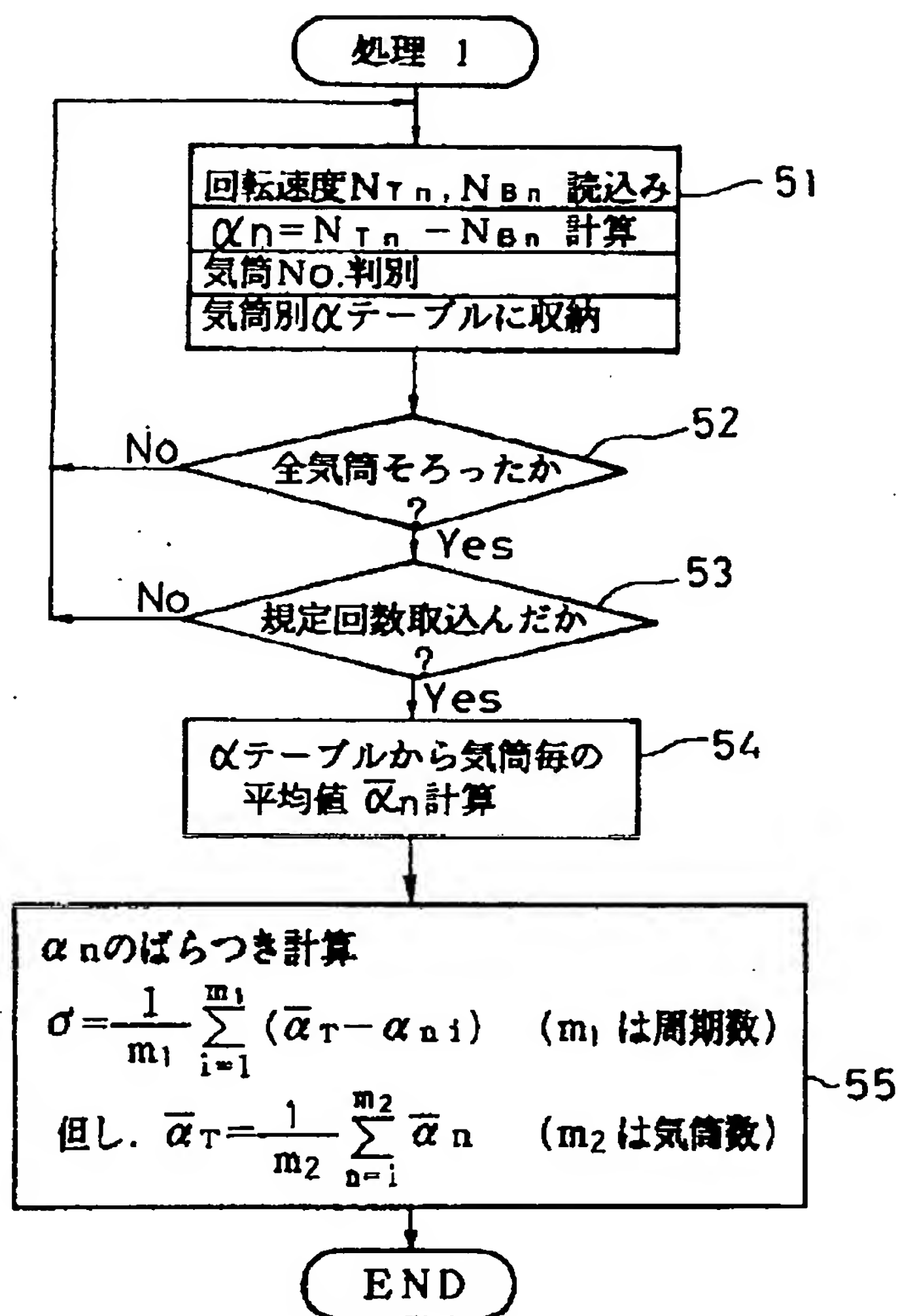
【図15】



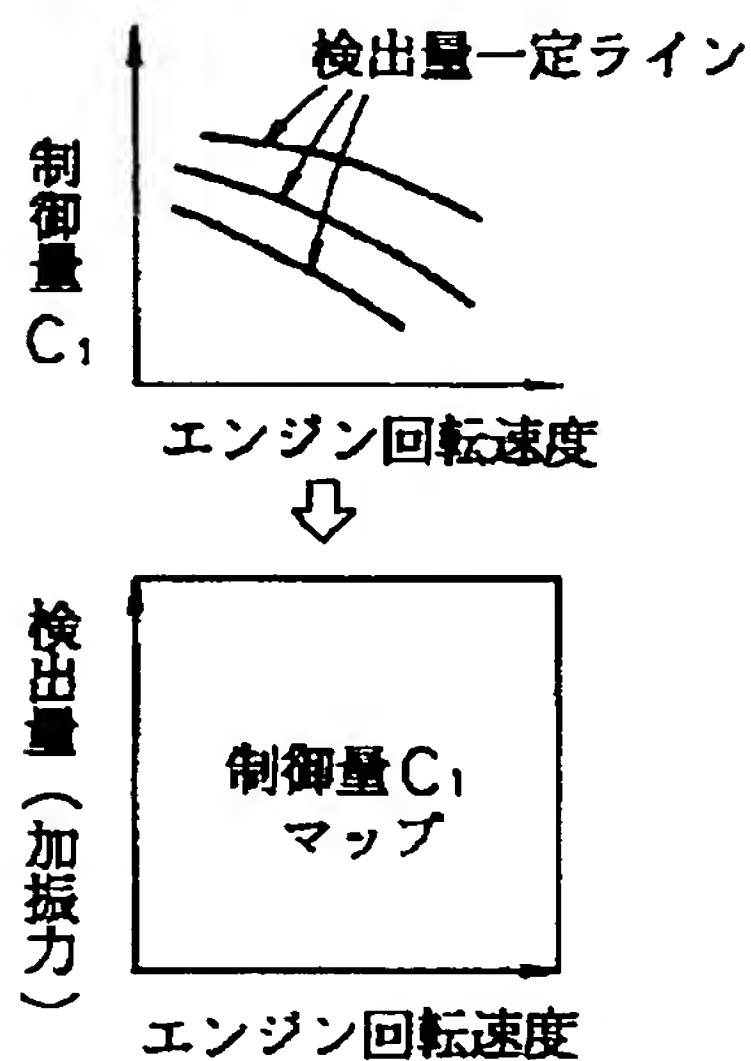
【図4】



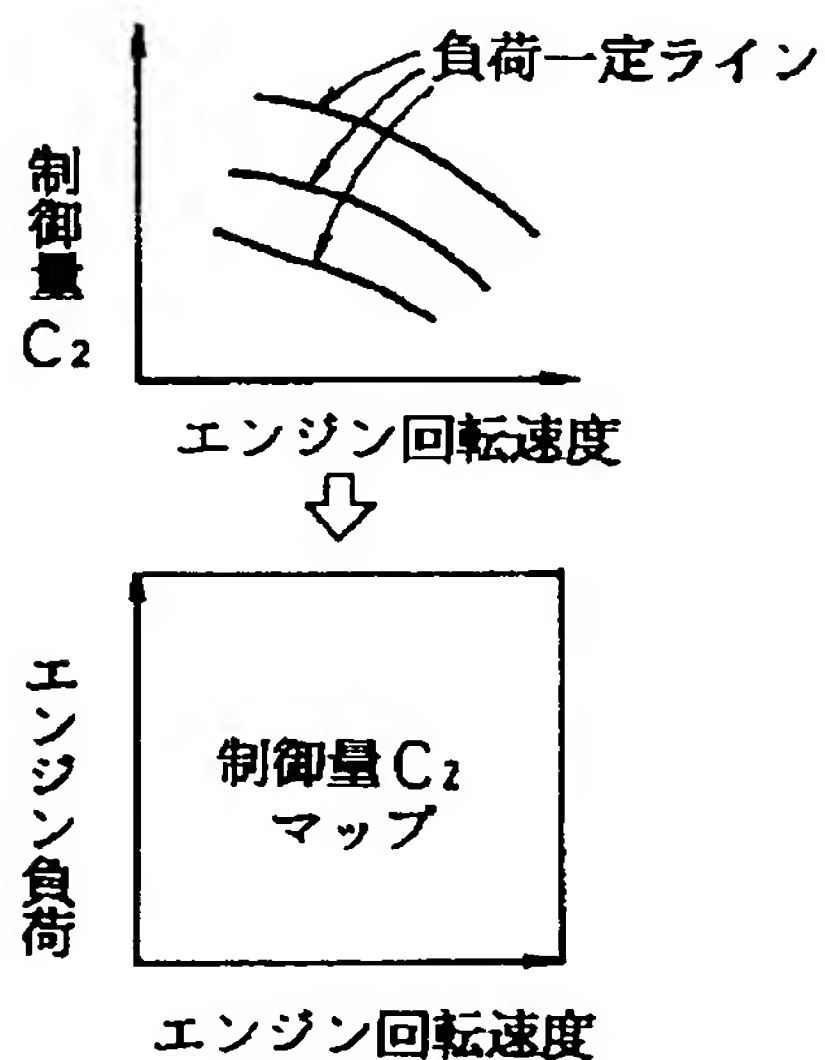
【図5】



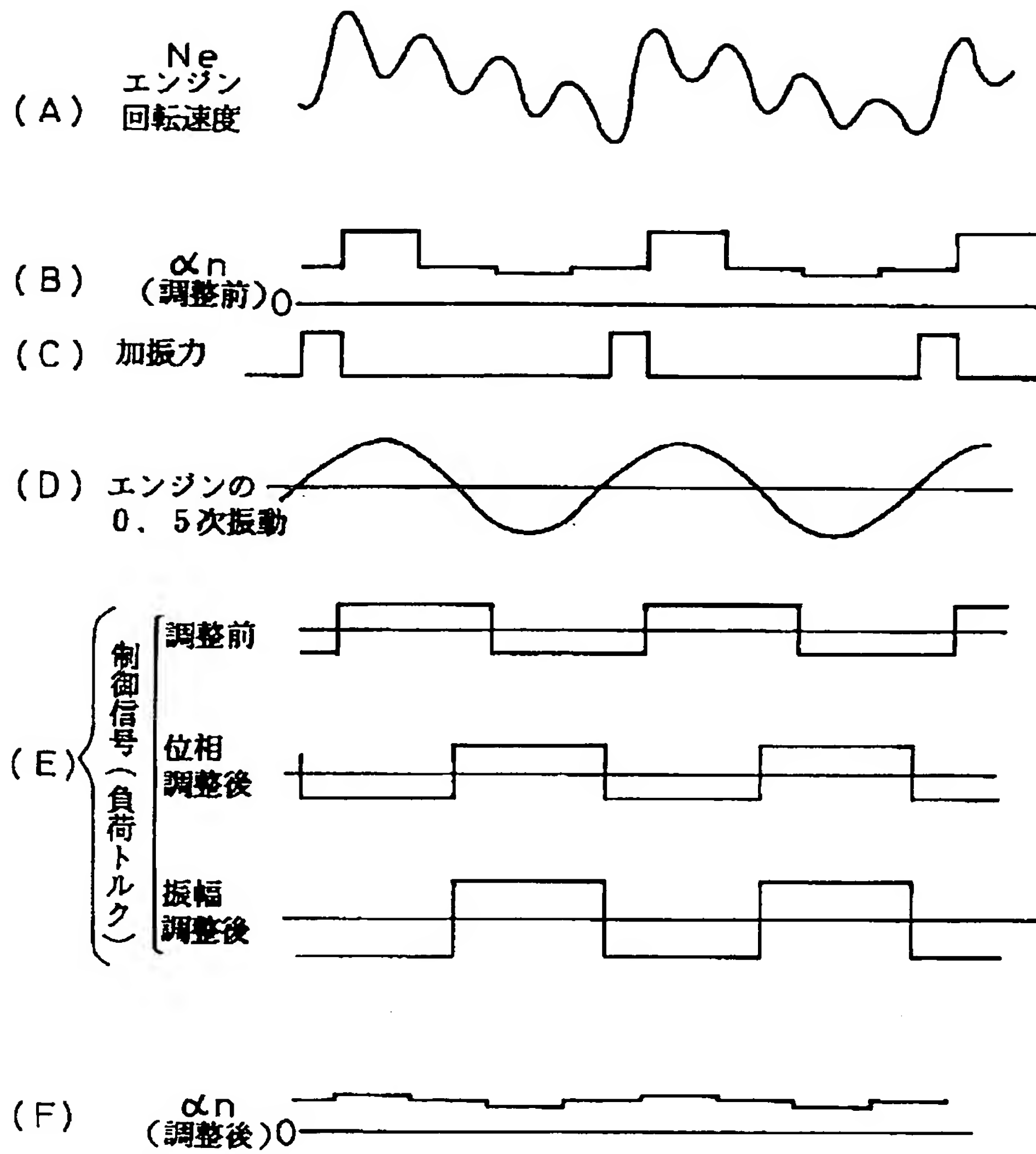
【図12】



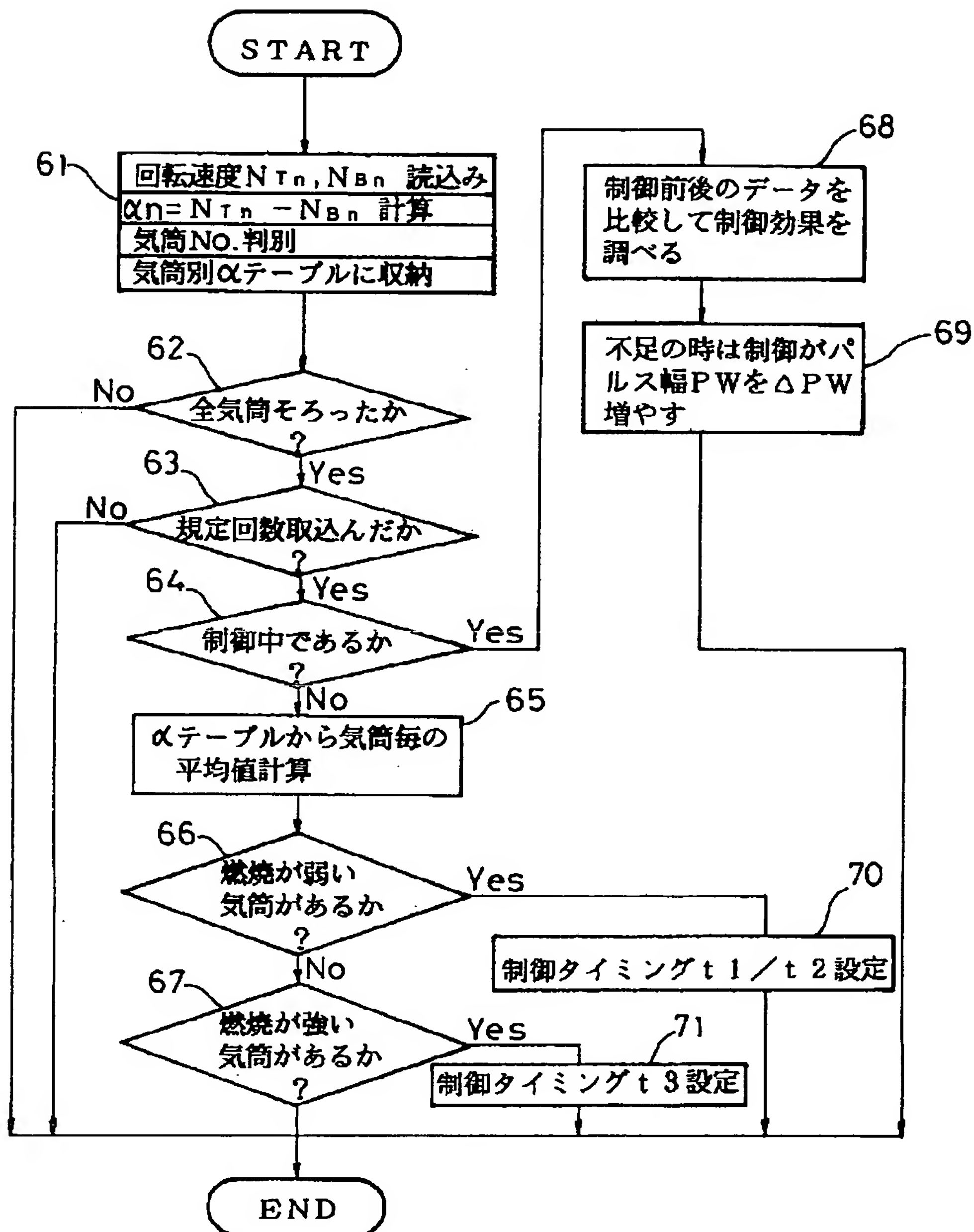
【図13】



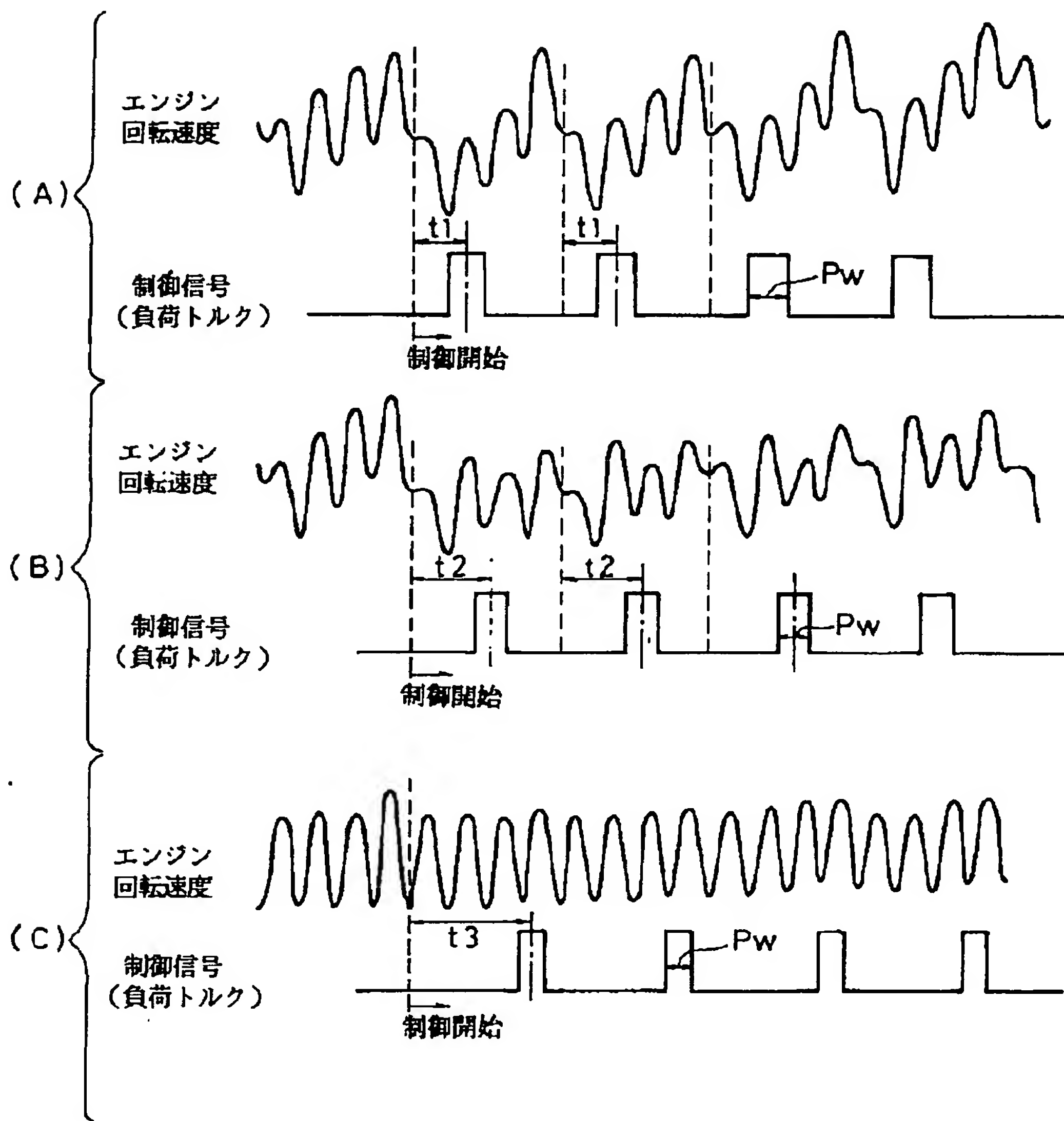
【図6】



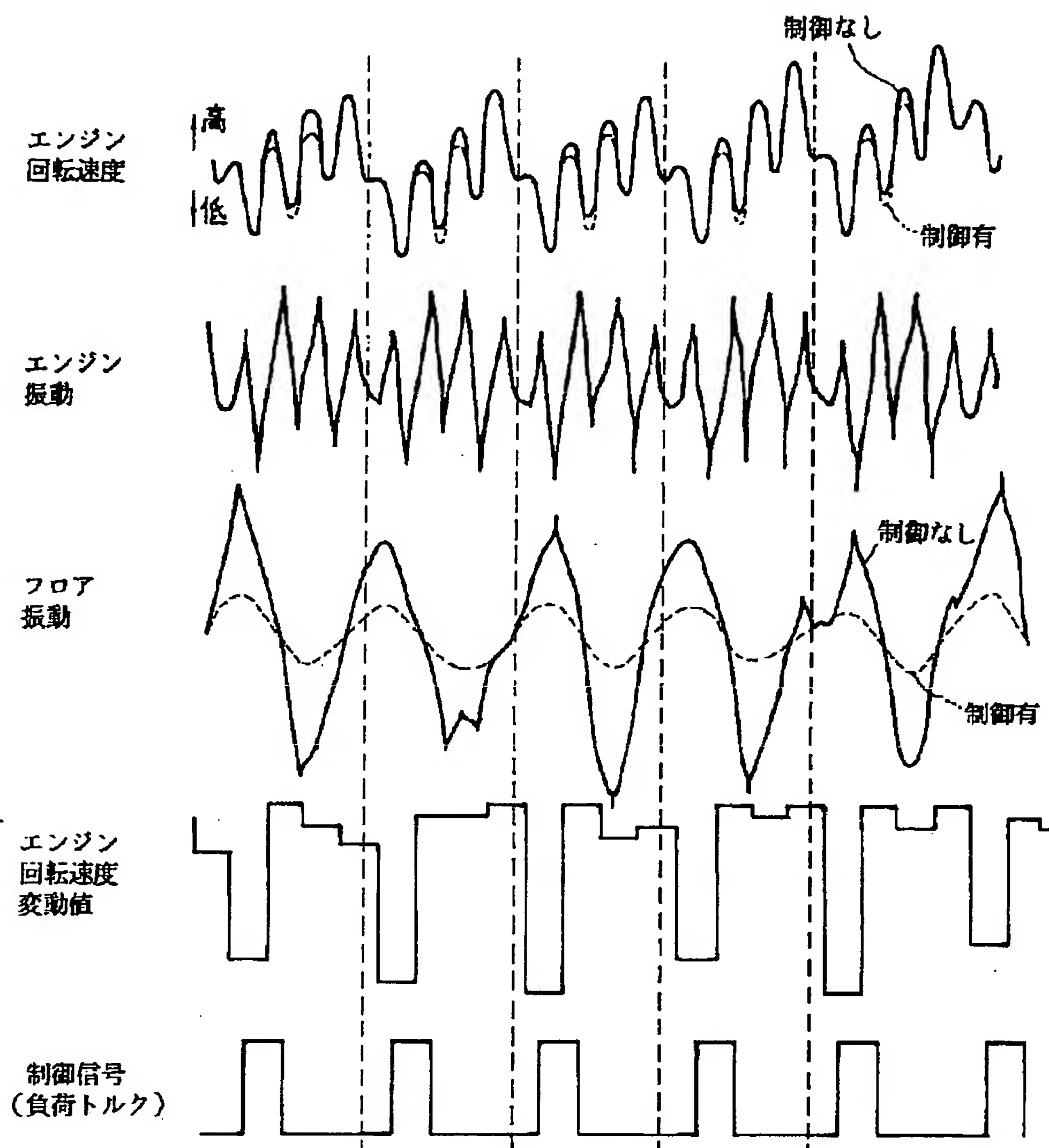
【図7】



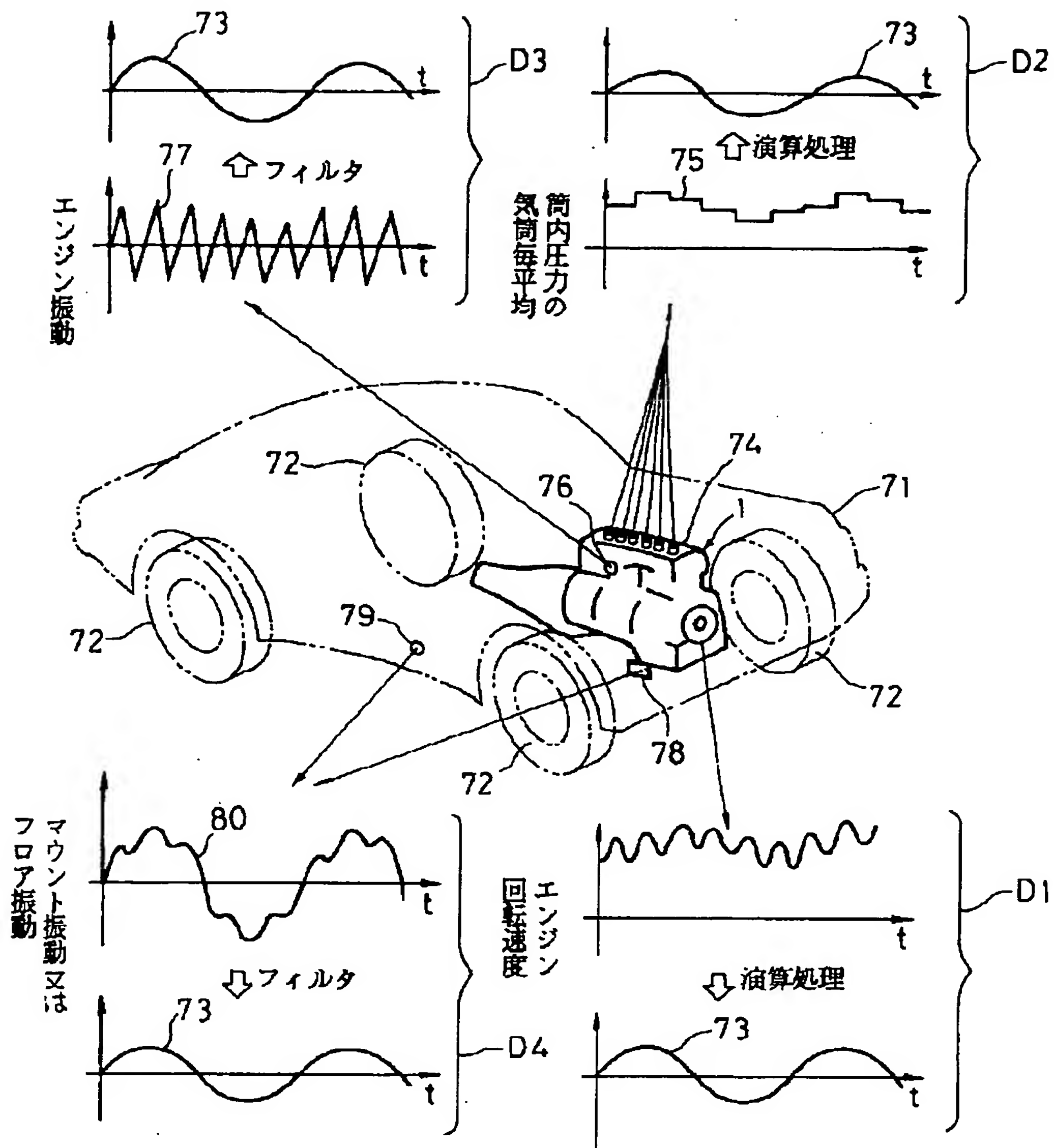
【図8】



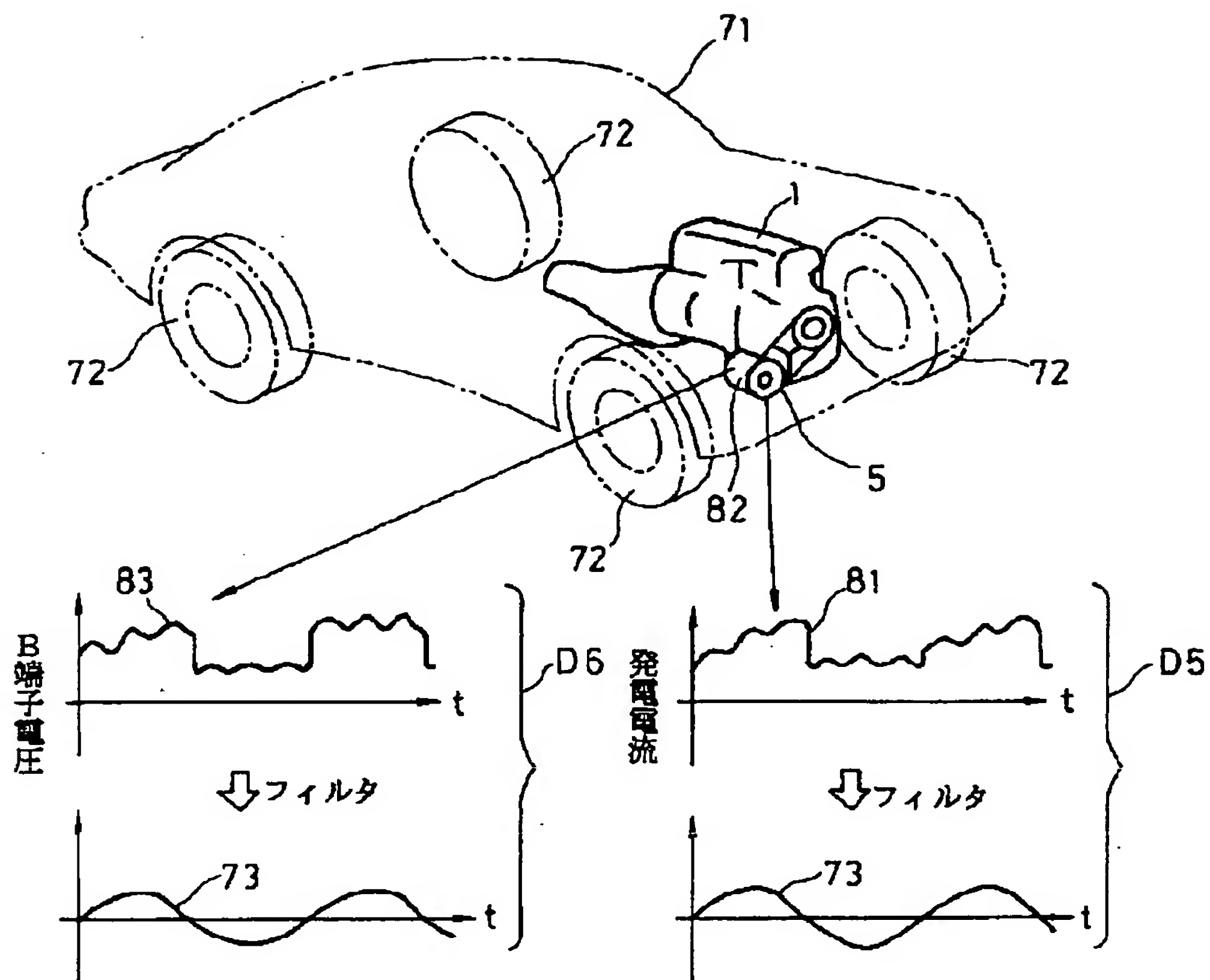
【図9】



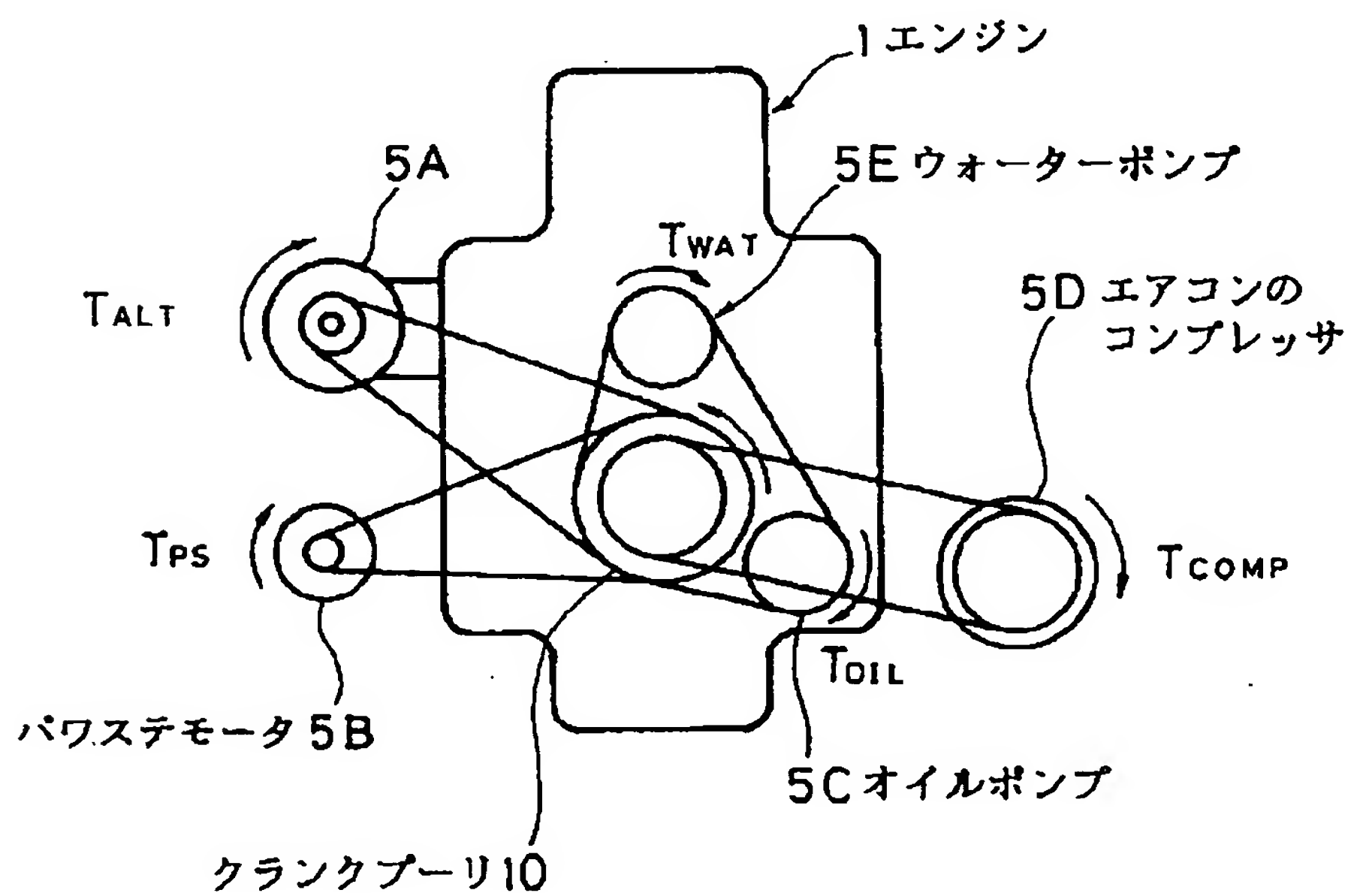
【図10】



【図11】



【図16】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. ⁵	識別記号 / 庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 45/00	3 6 4 B 8109-3G		
(72)発明者 栗山 茂 茨城県勝田市大字高場2520番地 株式会社 日立製作所佐和工場内		(72)発明者 山門 誠 茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日 立製作所機械研究所内	
(72)発明者 中村 憲一 茨城県勝田市大字高場2520番地 株式会社 日立製作所佐和工場内		(72)発明者 福島 正夫 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産 自動車株式会社内	
(72)発明者 門向 裕三 茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日 立製作所機械研究所内		(72)発明者 村上 景 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産 自動車株式会社内	